

# EUROPEAN PATENT OFFICE

## Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 07103609  
 PUBLICATION DATE : 18-04-95

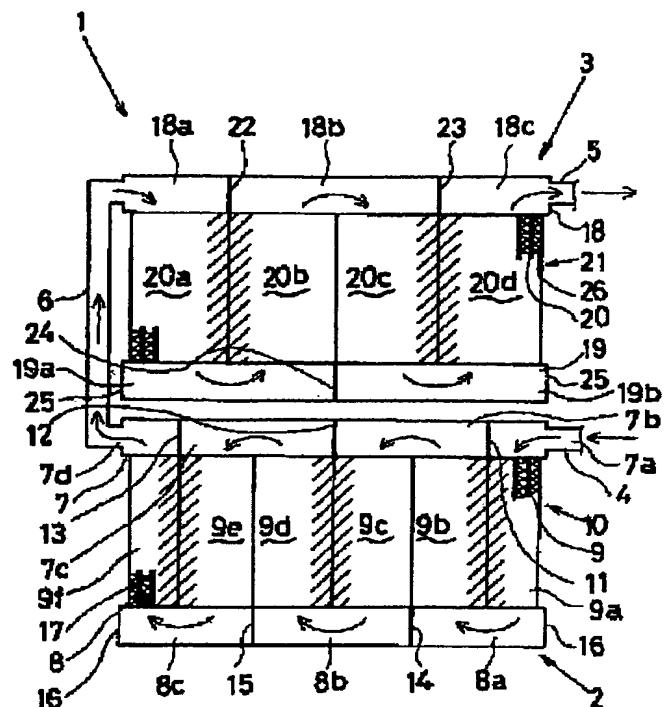
APPLICATION DATE : 01-10-93  
 APPLICATION NUMBER : 05247000

APPLICANT : NIPPONDENSO CO LTD;

INVENTOR : IRITANI KUNIO;

INT.CL. : F25B 39/00

TITLE : HEAT EXCHANGER FOR FREEZING CYCLE



**ABSTRACT :** PURPOSE: To improve heat-exchanging efficiency by eliminating the temperature distribution of air which has passed through a refrigerant evaporator, shorten the pipe length of a connecting pipe and prevent an increase in pressure drop of the refrigerant evaporator by making the cross-sectional area of the flow path on the downstream side heat exchanger different from that of an air- upstream side heat exchanger.

CONSTITUTION: The total number of separators 11 to 15 and 22 to 24 of a downstream side heat exchanger 2 and an upstream side heat exchanger 3, which are arranged so that regions where a liquid refrigerant hardly flows are not overlapped with one another in a direction in which air flows, is even, while the number of separators of each heat exchanger is odd. Tube groups 9a, 9f divided by the separators 11, 13 are used as a part of an inlet pipe 4 and of a connecting pipe 6, and a space, which has been used as a piping space, it utilized as a core 10 capable of carrying out heat-exchanging. Further, the inlet pipe 4, an outlet pipe 5 and the connecting pipe 6 are all connected to upper headers 7, 18 only and, particularly, the pipe length of the connecting pipe 6 is shortened to prevent heat loss caused by the connecting pipe 6.

COPYRIGHT: (C)1995,JPO

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平7-103609

(43)公開日 平成7年(1995)4月18日

(51)Int.Cl.\*

F 25 B 39/00

識別記号 庁内整理番号

C

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数3 OL (全7頁)

(21)出願番号 特願平5-247000

(22)出願日 平成5年(1993)10月1日

(71)出願人 000004260

日本電装株式会社

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(72)発明者 伊藤 誠司

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電  
装株式会社内

(72)発明者 入谷 邦夫

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電  
装株式会社内

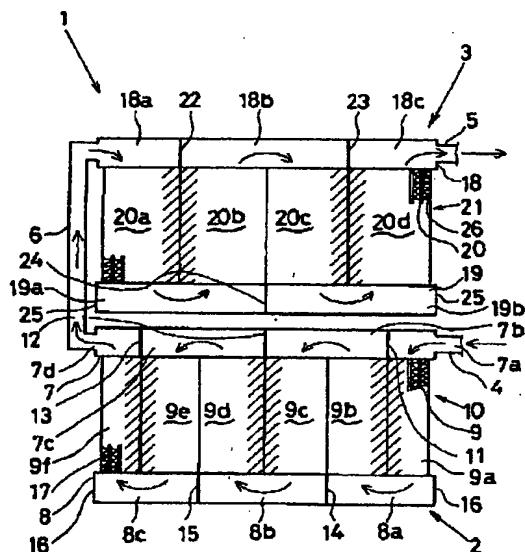
(74)代理人 弁理士 石黒 健二

(54)【発明の名称】 冷凍サイクル用熱交換器

(57)【要約】

【目的】 冷媒蒸発器を通過した空気の温度分布を解消して熱交換効率を向上し、連結配管の配管長さを短縮し、風下側熱交換器と風上側熱交換器の流路断面積を異ならせて冷媒蒸発器の圧力損失の増加を防止することを可能にする。

【構成】 液冷媒の流れ難い領域が空気の流れ方向にて重なり合わないようにした風下側熱交換器2と風上側熱交換器3のセパレータ11～15、22～24の総枚数を偶数枚に、且つ各々の熱交換器のセパレータ枚数を奇数枚に設定した。そして、セパレータ11、13によって仕切られたチューブ群9a、9fを入口配管4と連結配管6の一部として用いて、配管スペースとして使用されていたスペースを熱交換可能なコア10として利用するようにした。また、入口配管4、出口配管5、連結配管6が全て上部ヘッダ7、18にのみ接続され、とくに連結配管6の配管長さを短くして連結配管6からの熱損失を防ぐようにした。



1

## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内部を流れる冷媒と外部を通過する空気とを熱交換させる複数のチューブを配列したコアと、前記複数のチューブの両端部にそれぞれ接続され、内部に前記複数のチューブを複数のチューブ群に分割するセパレータを設置した 2 つのヘッダと、これらのヘッダのうちの一方のヘッダの一端部に接続された第 1 配管と、前記 2 つのヘッダのうちの一方のヘッダの他端部に接続された第 2 配管とを備えた 2 基の熱交換器が空気の流れ方向の前後に並設されて前記第 1 配管または前記第 2 配管を用いて連結され、

前記複数のチューブの配列方向および前記コアのサイズを前記 2 基の熱交換器にて同一にした冷凍サイクル用熱交換器において、

前記 2 基の熱交換器は、前記セパレータの総個数が偶数個に設定され、且つ前記セパレータの設置位置が空気の流れ方向で重ならないように設置され、前記セパレータの設置間隔を冷媒の流れ方向の上流側と下流側とで変更したことを特徴とする冷凍サイクル用熱交換器。

【請求項 2】 前記 2 基の熱交換器の各々の前記セパレータの個数は、奇数個に設定されていることを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍サイクル用熱交換器。

【請求項 3】 前記第 1 配管または前記第 2 配管を接続した前記一方のヘッダ内に配される一部のセパレータは、この一部のセパレータによって仕切られるチューブ群の流路断面積が前記第 1 配管または前記第 2 配管の流路断面積と同等以上となる位置に設置されていることを特徴とする請求項 1 に記載の冷凍サイクル用熱交換器。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 この発明は、例えば車両用空気調和装置の冷媒蒸発器または冷媒凝縮器に用いて好適な冷凍サイクル用熱交換器に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】 従来より、冷凍サイクル用熱交換器として使用される冷媒蒸発器は、複数のチューブを配列したコアと、複数のチューブの上下端部にそれぞれ接続された上下部ヘッダと、上部ヘッダの一端部に接続された入口配管と、下部ヘッダの他端部に接続された出口配管とを備え、上下部ヘッダ内にそれぞれセパレータを設置して複数のチューブを複数のチューブ群に分割して 1 回以上蛇行させるようにしていた。

【0003】 このような冷媒蒸発器の場合には、重力の影響によって、上部ヘッダ内に流入した液冷媒が下降流の際に、セパレータで仕切られたチューブ群のうち入口側のチューブに分配され易く、また下部ヘッダ内に流入した液冷媒が上昇流の際に、セパレータで仕切られたチューブ群のうち出口側のチューブに分配され易く、同一のチューブ群において冷媒流量の分布が発生する。すると、複数のチューブの配列方向に渡って均一に冷媒と空

気との熱交換がなされず、冷媒蒸発器を通過した空気に温度分布ができてしまい、熱交換効率が低下するという不具合があった。

【0004】 このような不具合を解消するためには、上部ヘッダ内のセパレータの枚数をそれぞれ増やして、セパレータで仕切られたチューブ群中のチューブの本数を少なくすれば良いが、セパレータの枚数を単純に増やしていくと冷媒蒸発器の入口配管から出口配管までの圧力損失が増加して冷媒の循環流量そのものが減ってしまう。

【0005】 そこで、図 3 および図 4 に示したように、空気の流れ方向に 2 基の熱交換器 101 を配列して連結し、上部ヘッダ 102 内のセパレータ 103 および下部ヘッダ 104 内のセパレータ 105 を各熱交換器 101 每に上下対称の位置に設置するようにした冷凍サイクル用熱交換器 100 (例えば実開平 4-23970 号公報) が提案されている。なお、108 は複数のチューブとフィンとからなるコアである。また、図 3 および図 4 の斜線部分は、液冷媒が分配され難いチューブを示す。

## 【0006】

【発明が解決しようとする課題】 ところが、図 3 および図 4 に示した従来の冷凍サイクル用熱交換器 100 においては、冷媒流量の分布の悪い領域(斜線部分)を前後のコア 108 で重ならないようにセパレータ 103, 105 を上下対称に位置に設置している。このため、図 3 の冷凍サイクル用熱交換器 100 においては、入口配管 109 と連結配管 110 の上流側が風下側上部ヘッダ 102 に接続され、出口配管 111 と連結配管 110 の下流側が風上側下部ヘッダ 104 に接続されることになる。

【0007】 また、図 4 の冷凍サイクル用熱交換器 100 においては、入口配管 109 が風下側上部ヘッダ 102 に接続され、連結配管 110 の上流側が風下側下部ヘッダ 104 に接続され、連結配管 110 の下流側が風上側上部ヘッダ 102 に接続され、出口配管 111 が風上側下部ヘッダ 104 に接続されることになる。

【0008】 したがって、入口配管 109 と出口配管 111 の位置が上下に分かれて接続されることになるので、入口配管 109 と出口配管 111 の接続位置に制約のある熱交換器の場合には上記の構造を採用できないという問題が生じていた。

【0009】 また、図 3 では風下側上部ヘッダ 102 から風上側下部ヘッダ 104 に、図 4 では風下側下部ヘッダ 104 から風上側上部ヘッダ 102 に連結配管 110 を取回す必要があり、連結配管 110 の配管長さが長くなるため、連結配管 110 からの熱損失も大きくなってしまう。また、設置スペースに制限がある場合には、連結配管 110 を通すための配管スペースをその設置スペース内で確保する必要がある。この場合には、連結配管 110 を通すために、熱交換器 101 のコア 108 のサ

3

イズを縮小しなければならず、熱交換効率が低下してしまう。

【0010】さらに、図3および図4の冷凍サイクル用熱交換器100はセバレータ103、105で仕切られるチューブ群の流路断面積が上流側から下流側まで一定のために、その熱交換器100を冷媒蒸発器に利用した場合には、冷媒蒸発器の上流側から下流側に向かって空気と熱交換することにより冷媒が液相から気相へ相変化して出口へ近づくにつれて冷媒の流速が早くなり、冷媒蒸発器の下流側の圧力損失が増加するという問題が生じる。

【0011】また、冷媒凝縮器に利用した場合には、冷媒凝縮器の上流側から下流側に向かって空気と熱交換することにより冷媒が気相から液相へ相変化して出口へ近づくにつれて冷媒の流速が遅くなり、冷媒凝縮器の下流側の熱交換効率が低下するという問題が生じる。したがって、従来の冷凍サイクル用熱交換器100の構造は冷媒蒸発器や冷媒凝縮器にとって最適な構造ではなかった。

【0012】この発明は、2基の熱交換器を通過した空気の温度分布を解消して熱交換効率を向上することができ、2基の熱交換器を連結する第1配管または第2配管を短縮することができ、且つ2基の熱交換器の上流側と下流側の流路断面積を変えて圧力損失の増加または熱交換効率の低下を防止することのできる冷凍サイクル用熱交換器の提供を目的とする。

【0013】

【課題を解決するための手段】請求項1に記載の発明は、内部を流れる冷媒と外部を通過する空気とを熱交換させる複数のチューブを配列したコアと、前記複数のチューブの両端部にそれぞれ接続され、内部に前記複数のチューブを複数のチューブ群に分割するセバレータを設置した2つのヘッダと、これらのヘッダのうちの一方のヘッダの一端部に接続された第1配管と、前記2つのヘッダのうちの一方のヘッダの他端部に接続された第2配管とを備えた2基の熱交換器が空気の流れ方向の前後に並設されて前記第1配管または前記第2配管を用いて連結され、前記複数のチューブの配列方向および前記コアのサイズを前記2基の熱交換器にて同一にした冷凍サイクル用熱交換器において、前記2基の熱交換器は、前記セバレータの総個数が偶数個に設定され、且つ前記セバレータの設置位置が空気の流れ方向で重ならないように設置され、前記セバレータの設置間隔を冷媒の流れ方向の上流側と下流側とで変更した技術手段を採用している。

【0014】なお、2基の熱交換器のセバレータの総個数は、コアの熱交換効率と2基の熱交換器の第1配管から第2配管までの圧力損失により求めた最適な偶数個に設定することが望ましい。

【0015】請求項2に記載の発明は、請求項1に記載

4

の冷凍サイクル用熱交換器において、前記2基の熱交換器の各々の前記セバレータの個数が奇数個に設定された技術手段を採用している。

【0016】請求項3に記載の発明は、請求項1に記載の冷凍サイクル用熱交換器において、前記第1配管または前記第2配管を接続した前記一方のヘッダ内に配される一部のセバレータが、この一部のセバレータによって仕切られるチューブ群の流路断面積が前記第1配管または前記第2配管の流路断面積と同等以上となる位置に設置された技術手段を採用している。

【0017】

【作用】請求項1に記載の発明によれば、2基の熱交換器のセバレータの総個数を偶数個に設定することによって、2基の熱交換器の第1配管同士、第2配管同士が同じ側のヘッダに接続されることになる。これにより、2基の熱交換器を連結する第1配管または第2配管の配管長さを短くすることが可能となる。また、2基の熱交換器のどちらか一方のヘッダ付近に制約があっても第1配管同士および第2配管同士を同じ側のヘッダに接続することにより、制約のある場所への設置が可能となる。

【0018】そして、2基の熱交換器のセバレータの設置位置が空気の流れ方向で重ならないように設置されているので、冷媒の分配され難いチューブが2基の熱交換器で重ならなくなり、2基の熱交換器の複数のチューブの配列方向に亘って空気と均一に熱交換が行われるようになる。

【0019】さらに、2基の熱交換器のセバレータの設置間隔を冷媒の流れ方向の上流側と下流側とで変更することによって、上流側と下流側とでセバレータにより仕切られるチューブ群の流路断面積を変更しているので、冷媒が上流側から下流側へ流れる際に液相または気相から気相または液相へ相変化しても、上流側と下流側とで冷媒の流速の変化が小さくなる。

【0020】請求項2に記載の発明によれば、2基の熱交換器の各々のセバレータの個数を奇数個に設定しているので、2基の熱交換器の各々の複数のチューブの同じ側に接続されるヘッダの両端部に第1配管と第2配管をそれぞれ接続することができる。これにより、全ての配管を2基の熱交換器の一端側に集めることができるのと、2基の熱交換器を連結する第1配管または第2配管のための配管スペースが不要になるのでコアを縮小する必要はない。

【0021】請求項3に記載の発明によれば、一部のセバレータによって仕切られるチューブ群を第1配管または第2配管の一部として利用することによって、配管スペースとして使用されていたスペースを熱交換可能なコアとして利用でき、且つ2基の熱交換器を連結する第1配管または第2配管の配管長さが短くなる。

【0022】

【実施例】

5

〔実施例の構成〕 次に、この発明の冷凍サイクル用熱交換器を図に示す一実施例に基づいて説明する。図1は電気自動車用空気調和装置の冷媒蒸発器を示した図である。

【0023】冷媒蒸発器1は、本発明の冷凍サイクル用熱交換器であって、減圧装置(図示せず)より内部に流入した気液二相状態の冷媒をクリーリングファン(図示せず)等により送られてくる室外空気と熱交換させて冷媒を蒸発させる熱交換として働くマルチフロー型の室外熱交換器である。

【0024】冷媒蒸発器1は、電気自動車のエンジルーム内の電気自動車の走行風を受け易い場所に取付ブレケット(図示せず)を介して電気自動車に取り付けられている。この冷媒蒸発器1は、熱交換効率を向上させるために、空気の流れ方向と冷媒の流れ方向が対向流となるように2基並列して設置された風下側熱交換器2および風上側熱交換器3よりなる。

【0025】そして、冷媒蒸発器1は、風下側熱交換器2内へ冷媒を流入させる入口配管4と、風上側熱交換器3から冷媒を流出させる出口配管5と、風下側熱交換器2と風上側熱交換器3を連結する連結配管6とを備えている。入口配管4と出口配管5は、本発明の第1配管であって、連結配管6は、本発明の第2配管であって、これらは耐腐食性に優れたアルミニウムまたはアルミニウム合金等の金属により円筒形状に形成されている。

【0026】次に、冷媒蒸発器1のうちの風下側熱交換器2の構造を詳細に説明する。風下側熱交換器2は、エンジルームの上部側に配された上部ヘッダ7、この上部ヘッダ7の下方に並列に配された下部ヘッダ8、および内部に流入した冷媒と室外空気とを熱交換させて冷媒を蒸発させる複数本のチューブ9を配列したコア10等から構成されている。

【0027】上部ヘッダ7は、耐腐食性に優れたアルミニウムまたはアルミニウム合金等の金属製の円筒状容器であり、複数本のチューブ9の上端部にろう付け等の手段により接続されている。この上部ヘッダ7の内部は、セパレータ11～13によって、冷媒の流れ方向の上流側より下流側へ向かって4つのタンク室7a～7dに区画されている。また、上部ヘッダ7の図示右側端部には入口配管4がろう付け等の手段により接合され、図示左側端部には連結配管6の入口側がろう付け等の手段により接合されている。

【0028】下部ヘッダ8は、上部ヘッダ7と同一の材料であるアルミニウムまたはアルミニウム合金等の金属製の円筒状容器であり、複数本のチューブ9の下端部にろう付け等の手段により接続されている。この下部ヘッダ8の内部は、セパレータ14、15によって、冷媒の流れ方向の上流側より下流側へ向かって3つのタンク室8a～8cに区画されている。また、下部ヘッダ8の両端部にはキャップ16がろう付け等の手段によりそれぞ

6

れ接合されており、これらのキャップ16により下部ヘッダ8の両端部が封止されている。

【0029】複数本のチューブ9は、耐腐食性に優れ、熱伝導性に優れたアルミニウムまたはアルミニウム合金等の金属製で、断面形状が偏平な長円形状に形成されており、内部を冷媒が上下方向に流れ、外部を室外空気がが水平方向に通過する。そして、複数のチューブ9は、セパレータ11～15により6つのチューブ群9a～9fに分けられている。また、図1の斜線領域は液冷媒が分配され難いチューブ9を示したものである。

【0030】なお、隣接する2つのチューブ9間には、冷媒の放熱効率を向上させるためのコルゲートフィン17がろう付け等の手段により接合されている。これらのコルゲートフィン17は、チューブ9と同一の材料であるアルミニウムまたはアルミニウム合金等の薄い金属板で断面形状が波形形状に形成されている。

【0031】次に、冷媒蒸発器1のうちの風上側熱交換器3の構造を詳細に説明する。風上側熱交換器3は、風下側熱交換器2と同様にして、上部ヘッダ18、下部ヘッダ19、および複数本のチューブ20を配列したコア21等から構成されている。

【0032】上部ヘッダ18および下部ヘッダ19は、風下側熱交換器2の上部ヘッダ7および下部ヘッダ8と同一の材料であるアルミニウムまたはアルミニウム合金等の金属製の円筒状容器であり、複数本のチューブ20の上端部および下端部にろう付け等の手段により接続されている。上部ヘッダ18の内部および下部ヘッダ19の内部は、セパレータ22～24によってタンク室18a～18c、19a、19bにそれぞれ区画されている。

【0033】なお、上部ヘッダ18の図示右側端部には出口配管5がろう付け等の手段により接合され、図示左側端部には連結配管6の出口側がろう付け等の手段により接合されている。また、下部ヘッダ19の両端部にはキャップ25がろう付け等の手段によりそれぞれ接合されており、これらのキャップ25により下部ヘッダ19の両端部が封止されている。

【0034】複数本のチューブ20は、風下側熱交換器2の複数本のチューブ9と同一の構造よりなり、冷媒の流れ方向の上流側から下流側へ向かって4つのチューブ群20a～20dに分けられている。また、図1の斜線領域は液冷媒が分配され難いチューブ20を示したものである。なお、隣接する2つのチューブ20間には、風下側熱交換器2のコルゲートフィン17と同一構造のコルゲートフィン26がろう付け等の手段により接合されている。

【0035】次に、冷媒蒸発器1の最適なセパレータ枚数(冷媒ターン数)の設定方法を図1および図2に基づいて説明する。風下側熱交換器2および風上側熱交換器3の冷媒流量の分布を防止するためには、各ヘッダ7、

50

8、18、19内のセパレータの枚数を増やしてセパレータで仕切られたチューブ群のチューブ本数を少なくすれば良いが、図2のグラフに示したように、セパレータの枚数を増やし過ぎるとチューブ群の流路断面積が小さくなり、風下側熱交換器2および風上側熱交換器3の圧力損失が増加する。

【0036】そのため、冷媒蒸発器1の必要能力に基づいて、風下側熱交換器2および風上側熱交換器3のコアサイズを決め、図2のグラフに示したように、冷凍サイクルの成績係数(cop)、冷媒蒸発器1のコアの熱交換効率および冷媒蒸発器1の圧力損失から最適なセパレータ枚数(最適な冷媒のターン数)を設定する。この実施例の場合には、セパレータの総枚数を偶数枚数(8枚)に設定し、しかも各熱交換器2、3のセパレータ枚数を奇数枚数(5枚と3枚)に設定している。

【0037】そして、セパレータ11～15、22～24を設置する場合に、先ず風下側熱交換器2のセパレータ11を、セパレータ11によって区画されるチューブ群9aの流路断面積が入口配管3の流路断面積と同程度となる位置に設置し、次にセパレータ13を、セパレータ13によって区画されるチューブ群9fの流路断面積が連結配管6の流路断面積と同程度となる位置に設置している。なお、セパレータ11、13によって仕切られるチューブ群9a、9fの流路断面積は入口配管4や連結配管6の流路断面積より大きいことが、圧力損失を小さくするという点で望ましい。そして、その他の風下側熱交換器2のセパレータ12、14、15をこれらにより仕切られるチューブ群9b～9eの流路断面積が略均一になるように設置する。

【0038】次に、風上側熱交換器3のセパレータ22～24を、液冷媒が流れ難い領域(図1の斜線領域)が風下側熱交換器2と風上側熱交換器3とで重ならないように、すなわち、風下側熱交換器2のセパレータ11～15と重ならないように設置して設置作業を終了する。なお、この実施例では、風下側熱交換器2のチューブ群9a～9fの流路断面積が風上側熱交換器3のチューブ群20a～20dの流路断面積より小さくなるようにセパレータ11～15、22～24の設置間隔を風下側熱交換器2と風上側熱交換器3とで異なるようにして、冷媒の相変化による圧力損失の増加を防いでいる。

【0039】【実施例の作用】次に、この実施例の冷媒蒸発器1の作用を図1ないし図5に基づいて簡単に説明する。減圧装置から入口配管4を介して冷媒蒸発器1内に流入した高温、高圧の気液二相状態の冷媒は、風下側熱交換器2の上部ヘッダ7のタンク室7a→チューブ群9a→下部ヘッダ8のタンク室8a→チューブ群9b→タンク室7b→チューブ群9c→タンク室8b→チューブ群9d→タンク室7c→チューブ群9e→タンク室8c→チューブ群9fを通る際に3回ターンしてタンク室7dより連結配管6へ流出する。

【0040】この風下側熱交換器2内に流入した冷媒は、複数本のチューブ9内を流れる際に風上側熱交換器3で冷やされた室外空気の熱を吸熱して蒸発する。ここで、風下側熱交換器2内に流入する冷媒は、タンク室7a付近では殆ど液相の成分であったものが熱交換が進行するにしたがって徐々に気相の成分が多くなっていく。

【0041】そして、連結配管6を通過して風上側熱交換器3内に流入した気液二相状態の冷媒は、上部ヘッダ18のタンク室18a→チューブ群20a→下部ヘッダ19のタンク室19a→チューブ群20b→タンク室18b→チューブ群20c→タンク室19b→チューブ群20dを通る際に2回ターンしてタンク室18cより出口配管5を介して冷媒圧縮機の吸入口へ向かう。

【0042】この風上側熱交換器3内に流入した冷媒は、複数本のチューブ20内を流れる際に比較的高温の室外空気よりさらに吸熱するため完全に蒸発する。ここで、風上側熱交換器3内に流入する冷媒は、タンク室18a付近では気液二相状態であったものが熱交換が進行するにしたがって徐々に気相の成分が多くなり、チューブ群20dでは全て気相の成分となる。

【0043】【実施例の効果】以上のように、冷媒蒸発器1は、液冷媒が流れ難い領域(図1の斜線領域)が風下側熱交換器2と風上側熱交換器3とで重ならないように、すなわち、風下側熱交換器2のセパレータ11～15と風上側熱交換器3のセパレータ22～24とが重ならないように設置されている。したがって、風上側熱交換器3のコア21を通過した空気の温度分布が風下側熱交換器2のコア10で解消され、冷媒蒸発器1の通風路全面に亘って偏りなく空気と熱交換できる。これにより、冷媒蒸発器1の熱交換効率を向上することができる。

【0044】この実施例では、冷媒蒸発器1の最適なセパレータ枚数を偶数枚に設定し、且つ各熱交換器2、3のセパレータ枚数を奇数枚に設定しているので、入口配管4、出口配管5、連結配管6を全て上部ヘッダ7、18に接続することができるので、制約上配管スペースが上部ヘッダ7、18に制限される電気自動車への搭載が可能となり、設計自由度を大きくすることができる。

【0045】また、風下側熱交換器2の一部のチューブ群9a、9fを入口配管4や連結配管6として使用することができるので、連結配管6を風下側熱交換器2の上部ヘッダ7の端部から風上側熱交換器3の上部ヘッダ18の端部に連結することができる。このため、連結配管6の取り回しが簡単になり、連結配管6の配管長さを短縮することができるので、製品の低コスト化を図れ、連結配管6からの熱損失を低減することができる。

【0046】そして、この実施例では、セパレータ11～15、22～24の設置間隔を風下側熱交換器2と風上側熱交換器3とで異なせて、風下側熱交換器2のチューブ群9a～9fの流路断面積を風上側熱交換器3の

チューブ群 20 a～20 d の流路断面積より小さくなるようにしている。このため、冷媒蒸発器 1 内に流入した冷媒が上流側から下流側へ流れる際に液相の成分が多く比較的に流速の遅い時には流路断面積の小さいチューブ群 9 a～9 f を流れ、気相の成分が多く比較的に流速の速い時には流路断面積の大きいチューブ群 20 a～20 d を流れる。したがって、液相から気相へ相変化しても、風下側熱交換器 2 と風上側熱交換器 3 とで冷媒の流速の変化が小さくなるので、冷媒蒸発器 1 の圧力損失の増加を防止することができる。

【0047】【変形例】この実施例では、連結配管 6 を風下側熱交換器 2 の上部ヘッダ 7 と風上側熱交換器 3 の上部ヘッダ 18 とに接続したが、スペース的に冷媒蒸発器 1 の下部に余裕がある場合には連結配管 6 を下部ヘッダ 8、19 同士に接続しても良い。この実施例では、風下側熱交換器 2 と風上側熱交換器 3 との接続を連結配管 6 にて行っているが、ブロック等を切削しこれを用いても風上側熱交換器 3 とを接続しても良い。

【0048】この実施例では、入口配管 4 および連結配管 6 として用いるコア 10 の一部を風下側熱交換器 2 の入口側と出口側に設けているが、コア 10 の中心部や風上側熱交換器 3 に設けても良い。この実施例では、冷媒蒸発器 1 に本発明を適用したが、冷媒凝縮器に本発明を適用しても良い。

【0049】この実施例では、冷媒が風下側熱交換器 2 を通って風上側熱交換器 3 に流れるシリーズタイプの冷凍サイクル用熱交換器を用いたが、2 基の熱交換器の第 1 配管同士が入口配管として使用され、第 2 配管が出口配管として使用される熱交換器、すなわち、冷媒入口が風上、風下に分かれ、2 基の熱交換器を並列に流れ出口にて合流するパラレルタイプの冷凍サイクル用熱交換器を用いても良い。

【0050】

【発明の効果】請求項 1 に記載の発明は、2 基の熱交換器を通過した空気の温度分布を解消できるので、2 基の熱交換器の熱交換効率を向上することができる。また、2 基の熱交換器の第 1 配管同士、第 2 配管同士と同じ側のヘッダに接続できるため、2 基の熱交換器を連結する第 1 配管または第 2 配管の配管長さを短縮できるので、経済性に優れる。そして、2 基の熱交換器の上流側と下

流側とで冷媒の流速の変化を抑えることができるので、冷媒蒸発器に適用した場合には 2 基の熱交換器の圧力損失の増加を防止することができ、冷媒凝縮器に適用した場合には 2 基の熱交換器の熱交換効率の低下を防止することができる。

【0051】請求項 2 に記載の発明は、第 1 配管と第 2 配管を 2 基の熱交換器の一端側に集めることができるので、2 基の熱交換器を連結する第 1 配管または第 2 配管のための配管スペースを確保する必要はなく、コアサイズを縮小する必要はないので、2 基の熱交換器の熱交換器効率の低下を防止することができる。

【0052】請求項 3 に記載の発明は、配管スペースとして使用されていたスペースをコアの一部として利用できるため、2 基の熱交換器を連結する第 1 配管または第 2 配管の配管長さを短縮できるので、経済性に優れる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】この発明の実施例として採用した冷媒蒸発器を示した概略図である。

【図 2】冷凍サイクルの成績係数、熱交換効率、圧力損失とセバレータ枚数との関係を示したグラフである。

【図 3】従来の冷凍サイクル用熱交換器を示した概略図である。

【図 4】従来の冷凍サイクル用熱交換器を示した概略図である。

【符号の説明】

1 冷媒蒸発器 (冷凍サイクル用熱交換器)

2 風下側熱交換器

3 風上側熱交換器

4 入口配管 (第 1 配管)

5 出口配管 (第 1 配管)

6 連結配管 (第 2 配管)

7、18 上部ヘッダ

8、19 下部ヘッダ

9、20 チューブ

9 a～9 f チューブ群

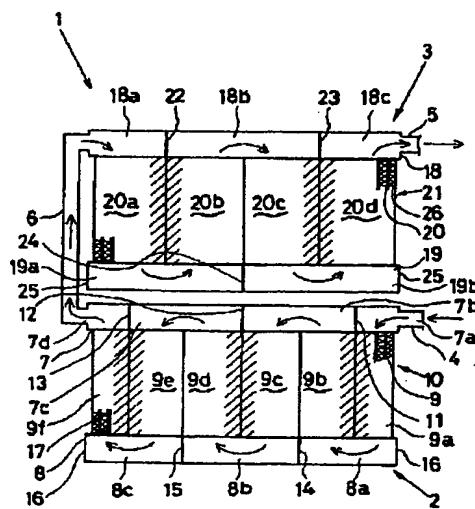
20 a～20 d チューブ群

10、21 コア

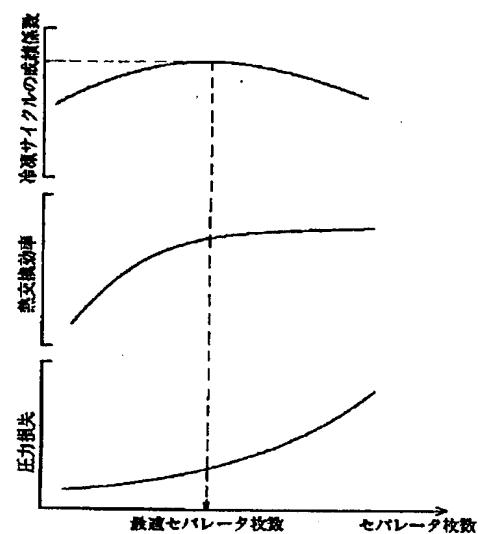
11～15 セバレータ

22～24 セバレータ

【図1】

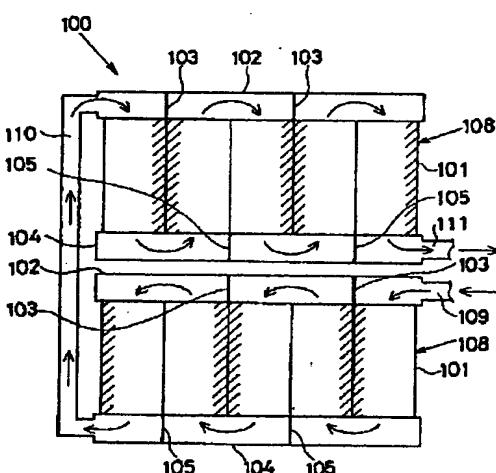
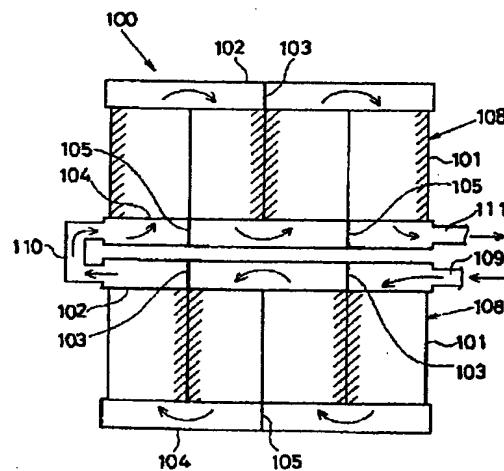


【図2】



【図3】

【図4】



**THIS PAGE BLANK (USPTO)**